

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl<sup>7</sup>

B60K 17/06  
B60K 41/00

## [12] 发明专利申请公开说明书

[21] 申请号 01131032.4

[43] 公开日 2002 年 4 月 3 日

[11] 公开号 CN 1342567A

[22] 申请日 2001.9.4 [21] 申请号 01131032.4

[30] 优先权

[32] 2000.9.4 [33] JP [31] 266673/2000

[71] 申请人 坂东化学株式会社

地址 日本国兵库县

[72] 发明人 宫田博文

[74] 专利代理机构 中科专利商标代理有限责任公司

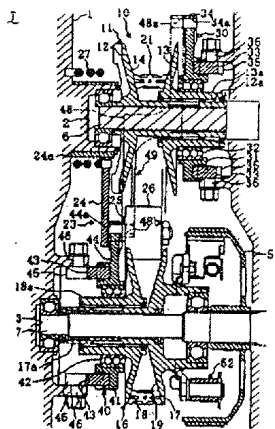
代理人 汪惠民

权利要求书 2 页 说明书 16 页 附图页数 8 页

[54] 发明名称 车辆用变速控制装置

[57] 摘要

一种车辆用变速控制装置,使装载在摩托车上的无级变速器 T 的变速切换通过小型的控制电动机 54 实行,同时也能够使无级变速器 T 切换到有档变速状态使用,为了能够满足驾驶者的嗜好和需求,使变速传动轮构成的驱动及从动传动轮 11、16 的各动滑轮 13、18 通过由连动机构 49 连动的凸轮机构 30、40 来驱动,设有使连动机构 49 运转的控制电动机 54 和控制这个控制电动机 54 的控制器 56,基于通过摩托车的驾驶者操作的切换操作开关 59 的操作信号,控制器 56 使无级变速器 T 的变速方式可以切换到无级变速器 T 的变速比可切换选择到预先设定的多个的变速比中的 1 个的半自动方式,和变速比无档地变化的全自动方式的 2 种方式。



ISSN 1008-4274

## 权 利 要 求 书

1、一种车辆用变速控制装置，其特征在于，具有在车载发动机和  
5 驱动车轮之间的动力传输经路的途中配设的无级变速器，和由切换驱动  
所述无级变速器的变速比的电机构成的控制电动机，和控制所述控制  
电动机的控制装置和由车辆的驾驶者操作的切换操作开关，所述无级变  
速器具有驱动连结所述发动机的输入轴，和驱动连结所述驱动车轮的输  
10 出轴，和在所述输入输出轴上各自的定滑轮和动滑轮由相互反向地配置  
支撑的 1 对变速传动轮构成的驱动和从动传动轮，和在该两传动轮柔性  
传动的 V 带，和配设于所述各传动轮的动滑轮背面侧可相对旋转地连结  
该动滑轮的转动凸轮和在该转动凸轮上凸轮接触的固定凸轮，在转动凸  
轮和固定凸轮的一方形成变速凸轮面，而使另一方为在该变速凸轮面接  
15 触的凸轮从动件，具有通过转动和固定凸轮的相对转动，对于相对动滑  
轮的定滑轮接触离开，使各传动轮的带卷绕径变化的驱动侧和从动侧机  
构，和连动两凸轮机构使所述两传动轮的带卷绕径相互在相反方向变化  
使两传动轮间的传动比变化的连动机构，和所述两传动轮间的带跨距中  
发动机的输出动力传输到驱动车轮侧时，通过张力传动轮推压构成缓和  
20 侧的跨距，使张力比在该缓和侧跨距对应传动轮间的传动比产生的张力  
大的张力机构，具有对于两传动轮的动滑轮，带沿输入输出轴的轴方向  
介于所述连动机构和凸轮机构相互推压，通过其两推压力间的差的操作  
力使两传动轮间的旋转变速的变速传动轮机构，所述控制电动机驱动所  
述变速传动轮机构的连动机构，所述控制装置基于所述切换操作开关的  
25 操作信号，使无级变速器的变速方式可以切换到无级变速器的变速比可  
切换选择到预先设定的多个变速比中的一个半自动方式，和无级变速器的  
变速比无档地变化的全自动方式的 2 种方式。

2、按照权利要求 1 所述的车辆用变速控制装置，其特征在于，车  
辆是摩托车。

3、按照权利要求 2 所述的车辆用变速控制装置，其特征在于，切  
30 换操作开关设在方向把的有加速器板的端部和在相反侧的端部，通过与

加速器操作手相反侧的手可以操作。

4、按照权利要求 1~3 中任意一项所述的车辆用变速控制装置，其特征在于，设有显示基于控制装置的全自动方式和半自动方式下的变速位置的显示装置。

## 车辆用变速控制装置

5

发明的背景

发明的技术领域

本发明涉及一种在车辆装载的发动机和驱动车轮之间的动力传输路径上设置带式无级变速器的车辆用变速控制装置。

10

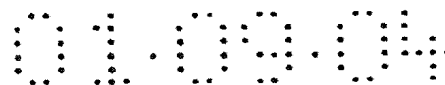
现有技术

以往，在相互平行配置的 1 对旋转轴的各轴上，具有由对于该旋转轴一体旋转且不能滑动地固定的定滑轮和相对设置于旋转轴上使之与定滑轮之间形成 V 字型带沟的一体旋转且可滑动地被支撑的动滑轮构成的变速传动轮，同时在这两变速传动轮的带沟间有柔性传动 V 带的变速传动轮机构构成，通过由在各传动轮动滑轮的轴方向移动而开关传动轮使对 V 带的有效半径可变，改变旋转轴间的变速比的带式无级变速器已被所知。

并且，作为这个带式的无级变速器的一个实例，本申请人提出了变速传动轮构成的驱动及从动传动轮的各动滑轮分别由凸轮机构驱动，使两凸轮机构的转动凸轮之间由连动机构连动的凸轮型的装置（例如参照特开平 11-336863 号公报等）。在该提案例的装置中，具有能够进行使变速比的切换操作负荷变小、且快速地进行变速操作的特长。

然而，现在作为装载小排气量的发动机的低座小摩托车及微型摩托车等的摩托车的变速器，一般地装备负荷滚轮型的带式无级变速器。该负荷滚轮型的无级变速器具有通过离心力移动的负荷滚轮，是通过该负荷滚轮的移动驱动变速传动轮的动滑轮而进行变速的装置。

但是，该负荷滚轮型的带式无级变速器的变速特征为，在变速比 Lo 的状态下发动机旋转数上升，其发动机旋转数如果达到一定的旋转数，发动机旋转数在保持大致一定的状态，呈变速比从 Lo 状态切换到 Hi 状



态，车速上升。为此，发动机旋转数在宽范围内不能改变变速比，虽用转向节、无级变速器，但实质上仅能进行 2 级变速。

不用所述的负荷滚轮，如由电动发动机来进行变速传动轮的开关，由于能够使其变速比与发动机旋转数无关系地自由变更，能够选择变速比的宽领域使用，并能有效利用变速比，提高摩托车的加速性、驾驶感  
5 觉，降低燃料费。

但是，此时变速切换的负荷变大，为使变速切换快速进行就有使发动机大型化的必要。

另一方面于摩托车，因车体重量比较轻，对进行体育驾驶等是有利的。  
10 为了这种体育驾驶等，除使以无级变速器的变速比自动地切换到无级档的通常控制以外，例如从其变速比的范围中设定多个规定的变速比，使这些变速比能够切换选择的话，能够使无级变速器就如有级变速器那样使用，体育驾驶等的使用方便性变好能够满足驾驶者的嗜好。

本发明的目的在于通过在所述摩托车等车辆装载的无级变速器及变速控制器方面下工夫，使其车辆用无级变速器的变速切换通过小型电动机进行，同时使无级变速器在无级变速状态之外也能够切换到有级变速状态来使用，从而能够满足驾驶者的嗜好及需求。  
15

## 发明概述

20 为了实现所述的目的，在本发明中，着眼于所述提案例的凸轮型的带式无级变速器变速比的切换操作力小的方面，使其无级变速器装载到摩托车等车辆上的同时，使由其无级变速器变速的方式能够切换到半自动方式和全自动方式的 2 种方式。

具体地，在本发明中，由在车载发动机和驱动车轮之间的动力传输路径的途中配设的无级变速器，和切换驱动这个无级变速器的变速比的电机构成的控制电动机，和控制这个控制电动机的控制装置，及由车辆的驾驶者操作的切换操作开关构成。  
25

并且，所述无级变速器具有驱动连接所述发动机的输入轴，和驱动连接所述驱动车轮的输出轴，和在所述输入输出轴上各自的定滑轮及动滑轮相互反向配置支撑的 1 对变速传动轮构成的驱动及从动传动轮，在  
30

这两个传动轮上柔性传动的 V 带，和在所述各传动轮的动滑轮背面侧配  
设的于可以相对旋转地联结于该动滑轮上的转动凸轮和在该转动凸轮上  
凸轮接触的固定凸轮，在转动凸轮和固定凸轮的一方形形成变速凸轮面，  
使另一方为在该变速凸轮面接触的凸轮从动件，具有通过转动和固定凸  
5 轮的相对转动连动两凸轮机构，使动滑轮对于相对的定滑轮接触离开，  
各传动轮的带卷绕径相互在相反方向变化，使两传动轮间的传动比变化  
的连动机构；及在所述两传动轮间的带跨距中发动机的输出动力传输到  
驱动车轮侧时，用拉伸传动轮推压构成缓和侧的跨距，使张力比在该缓  
和侧跨距对应传动轮间的传动比产生的张力大的拉伸机构，并且具备对  
10 于两传动轮的动滑轮，带沿输出输入轴的轴方向，通过所述连动机构和  
凸轮机构相互推压，通过其两推压力间的差的操作力使两传动轮间的旋  
转变速的变速传动轮机构，所述控制电动机驱动所述变速传动机构的连  
动机构。

另外，所述控制装置基于所述切换操作开关的操作信号，使无级变  
15 速器的变速方式可以切换到无级变速器的变速比可切换选择到预先设定  
的多个变速比中的 1 个的半自动方式，和无级变速器的变速比无档地变  
化的全自动方式的两种方式。

采用所述的构成，控制装置驱动控制电动机，由这个控制电动机，  
切换无级变速器的变速比。

20 这时，在所述无级变速器的变速传动轮机构中，通过控制电动机的  
运转介于连动机构使驱动侧或从动侧凸轮机构的一方运转，通过其转动  
和固定凸轮的相对旋转，凸轮从动件在变速用凸轮面上移动，使驱动和  
从动传动轮的一方的动滑轮沿轴方向移动，随之另一方的凸轮机构也运  
转，通过这种转动及固定凸轮的相对旋转凸轮从动件在变速用凸轮面上  
25 移动，另一方传动轮的动滑轮与上述一方传动轮的动滑轮相对于定滑轮  
的接触离开运转以相反的运转移动，通过这两个动滑轮的反方向移动，  
使两传动轮间的传动比可变更。例如通过使凸轮从动件在驱动侧和从动  
侧凸轮机构各凸轮的变速凸轮面上移向低速侧，在驱动传动轮中动滑轮  
从定滑轮隔离开，并且在从动轮中传动轮动滑轮接近定滑轮，变速器使  
30 输入轴的旋转减速呈向输出轴传输的低速状态。相反在各凸轮的变速凸

轮面上，使凸轮从动件向高速侧移动，变速器使输入轴的旋转增速呈向输出轴传输的高速状态。

另外，所述各凸轮机构是各传动轮的定滑轮和动滑轮对于轴方向在相互相反的位置上，使其各动滑轮从背面侧对于分别相对的定滑轮接触离开的装置，这两个凸轮机构通过连动机构被连结，因而从带向两传动轮的推压力相互抵消，其剩余变为变速操作力。

即一般地，作用于带的初张力，通过输入到驱动传动轮的旋转转矩分开成张力侧和缓和侧张力，通过这两个张力的差从驱动传动轮将动力传输到从动传动轮，在各传动轮上推压带的力与传动轮在不旋转的静态、或者即使旋转、在传动负荷小的轻负荷状态大致相同。与此相对，如果传动负荷变大，通过带上的张力分布的变化，驱动传动轮侧的带推压力总比从动传动轮侧的带推压力大，两推压力产生差。并且，在本发明中，在各传动轮的动滑轮的背面侧配置凸轮机构，由于它们均通过转动及固定凸轮间的相对旋转使动滑轮沿轴方向移动，因而在两传动轮上产生的带推压力相互抵消，通过给予比两推压力差大的外力，能够进行变速操作。从而，由于这样的变速操作力可以是超过在两传动轮上产生的带推压力的差的操作力，而当然不用说轻负荷时，即使在高负荷时也使变速操作力大幅度减轻，可以将控制电机制成小功率的电机使之小型化。

然而此时，使在一方的传动轮上产生的带推压力作为在另一方传动轮的带推压力传输，由各传动轮的动滑轮背面侧配置的凸轮机构进行，能够使各传动轮的带推压力效率高地转换成使该凸轮机构的两凸轮相对旋转的转矩。另外，其间的动力传输路径短，滑动阻力变的非常小，能够使变速操作力进一步减轻。

另外，通过车辆驾驶者操作切换操作开关，基于这个切换操作开关的操作信号，通过控制装置，所述无级变速器的变速方式可以切换到半自动方式和全自动方式的 2 种方式。并且，被切换到半自动方式时，无级变速器的变速比切换选择到预先设定的多个的变速比中的 1 个，另一方面切换到全自动方式的时候，无级变速器的变速比被控制为无档的变化。通过这种变速方式向半自动方式和全自动方式的 2 种方式的切换，

使无级变速器的变速比当然能够自动地无档切换地控制，此外，还能够使无级变速器象有档变速器那样使用，通过这种作为有档变速器的使用，便于车辆的体育驾驶等的使用且能够满足驾驶者的嗜好。

5 另外，车辆优选为摩托车（机械脚踏车）。即，该摩托车与其他的车辆比较，要求更高的变速切换的应答性，在具有使所述驱动侧和从动侧凸轮机构连动的变速传动轮机构的无级变速器中，变速切换的操作力小，切换应答性高，对摩托车能够很好的适用。

10 这时，所述切换操作开关可以设在摩托车的方向把的有加速装置压板的端部和相反一侧的端部；通过与加速操作的手相反侧的手可以操作。由此，因为切换操作开关通过与加速操作的手不同的手操作，不会使这个切换操作开关的操作为误操作而能够确实地进行。

也能够设置显示所述控制装置的全自动方式和半自动方式下的变速位置的显示装置。由此，驾驶者能够容易地识别变速方式的切换状态和在半自动方式下的变速位置，能够提高使用的方便性。

15

#### 附图的简单说明

图 1 是表示本发明实施例的控制器中为变速控制而进行的信号处理动作的流程图。

图 2 是表示本发明实施例的控制系统方块图。

20

图 3 是无级变速器的放大截面图。

图 4 是表示凸轮机构的转动凸轮的放大主视图。

图 5 是摩托车的驾驶把的平面图。

图 6 是表示半自动方式的变速特性的图。

图 7 是表示全自动方式的变速特性的图。

25 图 8 是表示在无级变速器中驱动侧和从动侧发生推力的特性图。

#### 具体实施例

以下，基于图面对本发明的实施例进行说明。图 3 表示关于本发明的实施例的带式无级变速器 T，该无级变速器 T 装载在作为车辆的摩托  
30 车(autobicycle)上。具体地，无级变速器 T 配设在摩托车车载发动机和



作为驱动车轮的后车轮（均未图示）之间，即配设在发动机的旋转力传输到后车轮的动力传输路径的途中。

所述无级变速器 T 是离合器内藏型的，具有左右 2 分开的箱 1。在该箱 1 左侧壁的前部（图 3 中上部）输入轴座孔 2，另外在后部的输出轴座孔 3 分别形成凹陷。

在箱 1 中，前后隔开间隔相互平行地在左右方向延长的输入轴 6 和输出轴 7 经过左右侧壁可以旋转地被支撑着。输入轴 6 的左端在所述箱 1 左侧壁的输入轴座孔 2，另外右端在箱 1 右侧壁分别被可以旋转地支撑着，该输入轴 6 的右端从箱 1 突出到外部，驱动连接图外发动机的输出轴。

另一方面，输出轴 7 的左端在箱 1 的左侧壁的输出轴座孔 3，另外右端在箱 1 的右侧壁分别可以旋转地被支撑，这个输出轴 7 的右端突出到箱 1 外，驱动连接图外的后车轮（驱动车轮）。

在箱 1 内，装有通过 V 带 21 可变速驱动连接所述输出输入轴 6，7 之间的变速传动轮机构 10。该变速传动轮机构 10 有由在输入轴 6 上配置的变速传动轮构成的驱动传动轮 11。该驱动传动轮 11 由通过毂部 12a 一体旋转且不能滑动的花键结合在输入轴 6 上的法兰盘状的定滑轮 12，和通过毂部 13a 被该定滑轮 12 的毂部 12a（输入轴 6）可以滑动且可相对旋转地支撑使之从右侧与定滑轮 12 相对的法兰盘状的动滑轮 13 组成，在这两个滑轮 12、13 之间形成截面略 V 字状的带沟 14。

另一方面，在输出轴 7 上设有由与驱动传动轮 11 同径的变速传动轮构成的从动传动轮 16。该从动传动轮 16 是与所述驱动传动轮 11 同样的构成，通过毂部 17a 在输出轴 7 上可以旋转且不能滑动地被支撑的法兰盘状的定滑轮 17，和通过毂部 18a 可以滑动且可以相对旋转地结合在这个定滑轮 17 的毂部 17a（输出轴 7）上，使之从左侧相对于定滑轮 17，即相对于所述驱动传动轮 11 的定滑轮 12 的动滑轮 13 的相对方向与反方向的法兰盘状的动滑轮 18 组成，在这两个传动轮 17、18 间形成截面略 V 字状的带沟 19。

在所述驱动传动轮 11 的带沟 14 和从动传动轮 16 的带沟 19 之间例如由片带等构成的 V 带 21 被柔性传动着，使两传动轮 11、16 的各动滑

轮 13、18 分别对于定滑轮 12、17 接触离开，改变各传动轮 11、16 的带卷绕径。例如使驱动传动轮 11 的动滑轮 13 接近定滑轮 12，并且使从动传动轮 16 的动滑轮 18 从定滑轮 17 隔离开时，通过使驱动传动轮 11 的带卷绕径比从动传动轮 16 大，使输入轴 6 的旋转在输出轴 7 上增速作为传输的高速状态（Hi 状态）。另一方面，相反地使驱动传动轮 11 的动滑轮 13 从定滑轮 12 隔离开，并且使从动传动轮 16 的动滑轮 18 接近定滑轮 17 的时候，驱动传动轮 11 的带卷绕径变小，通过使从动传动轮 16 的带卷绕径变大，使输入轴 6 的旋转减速，成为传递到输出轴 7 上的低速状态（Lo 状态）。

另外在箱 1 内，在驱动和从动传动轮 11、16 之间撑住的 V 带 21 的上下 1 对的跨距中发动机的输出动力传输到后车轮（驱动车轮）一侧的时候（输入轴 6 的动力传输到输出轴 7 的时候），使构成缓和侧的缓和侧跨距从其内面推压到外面（从外面面向内面也可），由给予带 21 张力，发生带推压力的张力机构 23 被设置。该张力机构 23 于箱 1 左侧壁的输出轴座孔 3 的榫状部分，具有通过基端侧的榫部 24a 可以旋转的外嵌合支撑的张力臂 24。在张力臂 24 的前端和输出输入力轴 6、7 平行地向后方延长的张力轴 25 的基端被一体固定，该张力轴 25 的前端于各传动轮 11、16 的带沟 14、19 左右对应安置，在该前端，使 V 带 21 的缓和侧跨距从内面可以推压的张力传动轮 26 被旋转自由地支撑着。该张力传动轮 26 的位置，尽管向伴随变速的 V 带 21 的轴方向移动，张力传动轮 26 总还是接触带 21 内面的一部分，设定在可以推压它的位置。

并且，在所述张力臂 24 的榫部 24a（在箱 1 左侧壁的输出轴座孔 3 的榫状部分）的周围返回卷弹簧 27 被外嵌合，该返回圈弹簧 27 的一端在张力臂 24 的基端，另外一端在输出轴座孔 3 的榫状部分周围的箱 1 左侧壁上分别锁合，通过该返回圈弹簧 27 的弹力使张力臂 24 在规定方向上转动顶住，在张力传动轮 26 推压 V 带 21 的缓和侧跨距 31a 的内面。并且对于该返回线圈弹簧 27 的张力臂 24 的转动顶住力，张力传动轮 26 使带 21 的缓和侧跨距以比在该缓和侧跨距上发生的最大张力还大的张力推压地被设定，通过这个张力发生带推压力。

在所述输入轴 6 上于驱动传动轮 11 的动滑轮 13 的背面（右侧），

使该动滑轮 13 对于定滑轮 12 接触离开的驱动侧凸轮机构 30 被设置。该凸轮机构 30 具有转动凸轮 31，该转动凸轮 31 在动滑轮 13 的毂部 13a 上通过轴承 32 在输入轴 6 周围可相对旋转并且沿轴方向移动一体地被外嵌合支撑。在与转动凸轮 31 的驱动传动轮 11 相反侧的右端面，如图 4 所示，在比所述轴承 32 的半径方向更外侧且沿圆周的方向于隔开等角度间隔（180° 间隔）的上下位置分别形成以规定角度倾斜的 1 对变速突轮面 33、33。另外，在转动凸轮 31 的外周沿通过所述两变速突轮面 33、33 的线的方向，延长（在图 3 中为了说明记载为在与输出轴 7 相反侧延长）的转动杆 34 被转动一体地突设。

另外，在所述转动凸轮 31 的背面（右侧）与所述各变速突轮面 33 相对应的位置，作为与各凸轮面 33 凸轮接触的凸轮从动件（固定凸轮）的 1 对凸轮座轴承 35、36 被配置，该各凸轮座轴承 35 在箱 1 右侧壁的内面沿输入轴 6 的半径方向被配置固定的支撑轴 36 支撑。

另一方面，在输出轴 7 上，于从动传动轮 16 的动滑轮 18 的背面（左侧），使该动滑轮 18 对于定滑轮 17 接触离开的从动侧凸轮机构 40 被设置。该从动侧凸轮机构 40 以与所述驱动侧凸轮机构 30 同样的构成，在动滑轮 18 的毂部 18a 上通过轴承 42 于输出轴 7 周围具有相对可以旋转且在轴方向移动一体地外嵌合支撑的转动凸轮 41。这个转动凸轮 41，是与所述驱动侧凸轮机构 30 的转动凸轮 31 相同构造的（参照图 4），在与其从动传动轮 16 相反侧的左端面从轴承 42 在半径方向外侧沿圆周方向隔开等角度间隔的上下位置，以与所述驱动侧凸轮机构 30 的变速凸轮面 33 相同的角度倾斜的变速凸轮面 43、43 被形成。另外，在该转动凸轮 41 的外周，沿着通过所述两变速凸面 43、43 的线的方向，即与所述驱动侧凸轮机构 30 的转动杆 34 相同的方向延伸（在图 3 中为了说明记载为在输入轴 6 侧延伸）的转动杆 44 被转动一体地突设。

另外，在转动凸轮 41 的背面（左侧），作为与所述变速凸轮面 43、43 凸轮接触的凸轮从动件（固定凸轮）的 1 对凸轮座轴承 45、45 被配置，该各凸轮座轴承 45 在箱 1 左侧壁的内面沿输出轴 7 的半径方向被配置固定的支撑轴 46 支撑。

进而，通过环 48 连接使之在所述驱动侧凸轮机构 30 的转动凸轮 31

外周的转动杆 34 前端, 和从动侧凸轮机构 40 的凸轮 41 外周的转动杆 44 前端相互联系, 转动。

即, 所述环 48 的中间部由在略水平面内折曲的板材组成, 在其前端前侧针孔 48a, 另外在后端后侧针孔 48b 分别与输入输出轴 6、7 平行地贯通形成。并且, 在驱动侧凸轮机构 30 的转动凸轮 31 的转动杆 34 前端针孔 34a 与输入轴 6 平行, 另外在从动侧凸轮机构 40 的转动杆 44 前端针孔 44a 与输出轴 7 平行地分别贯通形成, 经过转动杆 34 前端的针孔 34a 和环 48 的前侧针孔 48a, 另外经过转动杆 44 前端的针孔 44a 和环 48 的后侧针孔 48b, 分别插通环针孔 (均未在图中表示), 由此环 48 和转动杆 34、44 前端可摇动地连结。

并且, 由所述转动杆 34、44, 前后的环针孔及环 48 构成连动机构 49, 通过该连动机构 49, 使各凸轮机构 30、40 的转动凸轮 31、41 相互联系, 在动滑轮 13、18 的毂部 13a、18a 周围转动, 通过在其各变速凸轮面 33、43 上分别使凸轮座轴承 35、45 转动, 使各传动轮 11、16 的动滑轮 13、18 沿轴方向移动, 对于定滑轮 12、17 相互相反接触离开, 其带沟 14、19 的有效半径即在各传动轮 11、16 的带卷绕径为可变, 使两传动轮 11、16 间的传动比即变速器 T 的变速比变化。另外, 变速传动轮机构 10 对于两传动轮 11、16 的动滑轮 13、18, 带 21 向输出输入轴 6、7 的轴方向通过所述连动机构 49 和凸轮机构 30、40 互相推压, 由这两个推压力间差的操作力两传动轮 11、16 间的旋转构成变速。

另外, 在所述连动机构 49 的例如环 48 (或转动杆 34、44 也可), 在由设在箱 1 外的可正反转的电动机构成的控制电机 54 (参照图 2) 的输出轴上, 通过图中未表示出的连结驱动机构而驱动连结, 使连动机构 49 由控制电动机 54 切换移动, 通过其环 48, 使突设在各转动凸轮 31、41 的各转动杆 34、44 在 Lo 和 Hi 位置 (参照图 4) 间分别于输出输入轴 6、7 周围摇动, 改变变速传动轮机构 10 的传动比, 使输出轴 7 对输入轴 6 切换到减速状态或增速状态来进行变速。

在所述输出轴 7 中, 离合器片 51 一体旋转地花键结合在箱 1 内的右端, 该离合器片 51 通过离合器装置 52 (图示例中离心式离合器装置) 接续在所述从动传动轮 16 的定滑轮 17 上。

如图 2 所示, 所述控制电动机 54, 通过具有 CPU 的控制器 56 (控制装置) 与表示单元 55 一起进行运转控制。由检测摩托车的加速器开度 (加速器位置) 的电位计构成的加速器开度传感器 57 的输出信号, 和例如从所述控制电动机 54 的输出轴的旋转位置 (连结驱动机构及连  
5 动机构 49 的位置也可以) 检测无级变速器 T 处的变速比的电位计构成的变速比传感器 58 的输出信号, 和为检出发动机旋转数的发动机的点火脉冲信号, 和由驾驶者切换操作的切换开关 59 的信号都被输入至该控制器 56。

图 5 表示摩托车的驾驶把部分, 在其驾驶把 H 的右端加速器把手 63  
10 (风门手柄) 被可以转动地安装, 由该加速器把手 63 在内侧 (驾驶把 H 中央侧) 前面前制动器杆 64 可摇动地被支撑。

另一方面, 在驾驶把 H 的左端设有左侧把手 65, 在该左侧把手 65 内侧的驾驶把 H 接近左侧把手 65 的位置所述切换操作开关 59 被安装。即, 该切换操作开关 59 设在与驾驶把 H 右端的加速器把手 63 反对侧端  
15 部的左端, 抓住加速器把手 63, 可以用加速器操作的右手和另一侧的左手操作。所述切换操作开关 59 由切换变速方式的按钮式方式切换开关 60, 和在其左侧并设的以向半自动的切换状态移向上变速段的按钮式  
20 的上移开关 61 和移向下的同样的下移开关 62 组成, 该上移开关 61 和下移开关 62 前后并列配置。另外, 方式切换开关 60, 通过其推压操作交互地输出后述全自动方式和半自动方式的切换信号。

另外, 在驾驶把 H 的中央部安装有所述表示单元 55。该表示单元 55 构成显示装置, 显示由控制器 56 而在全自动和半自动方式的变速位置。具体地, 表示单元 55 从前侧到后侧一列地配置「AT」表示灯 55a 和「6」~  
「1」的 6 个变速档表示灯 55b~55g, 在全自动方式「AT」表示灯 55a,  
25 另外在半自动方式对应于无级变速器 T 的变速比的 6 个变速档表示灯 55b~55g 分别点亮。另外, 分别在所述表示单元 55 左侧的驾驶把 H 安装速度计 66 (速度表), 在右侧安装发动机旋转计 67 (转速表)。

在所述控制器 56 中, 无级变速器 T 的变速方式可切换至无级变速器 T 的变速比被切换选择到预设定的 6 个变速比中的 1 个的半自动方式,  
30 和无级变速器 T 的变速比无档变化的全自动方式的 2 种方式。即, 在该

控制器 56 中，将为无级变速器 T 的变速控制而进行的信号处理动作通过图 1 所示的流程图进行说明，在最初步骤 S1 中读取各传感器 57、58 出的各信号，切换操作开关 59 出的信号、发动机的点火脉冲信号，在步骤 S2 中从所述点火脉冲信号算出实际的发动机旋转数。在接着的步骤 S3 中以所述切换操作开关 59 出的信号为基础，通过其方式切换开关 60 的操作，作为变速方式判断全自动方式是否被选择。该判定为 YES 时，因为驾驶者作为变速方式要求全自动方式，进入到步骤 S4，无级变速器 T 的变速比无档变化地向控制电动机 54 输出控制信号后，进入步骤 S10。在使所述变速比无档地变化的控制中，如图 7 所示，应对预先加速器开度，目标发动机旋转数作为图象而被设定，控制无级变速器 T 的变速比使从这个图象读出的目标发动机旋转数与实际的发动机旋转数一致。

所述步骤 S3 的判定为 NO 时，由于作为变速方式要求半自动方式，进入到步骤 S5~S9 实行半自动方式。首先，在步骤 5 中，通过上移开关 61 的操作，判断变速档的上移状态是否被要求。该判断为 YES 时进入步骤 S6，如图 6 所示，无级变速器 T 的预先设定的 6 个的变速比中，选择比现在的变速比大一档的变速比，使成为该选择比的变速档的上移一档的控制信号输出到控制电动机 54，而后进入到步骤 S9。

对此，步骤 S5 的判断为 NO 时，进入到步骤 S7，这时通过下移开关 62 的操作判断变速档的下移状态是否被要求，该判断为 YES 时，在步骤 S8 中选择无级变速器 T 的 6 个变速比中比现在的变速比小一档的变速比，使成为其选择比的变速档 1 档下移的控制信号输出到控制电动机 54 后，进入到步骤 S9。

并且，所述步骤 S7 的判定为 NO 时，上移开关 61 和下移开关 62 都不进行操作，判断为变速档的上移状态或下移状态没有被要求，按原态进入步骤 S9。

在所述步骤 S9 中，从所述变速比传感器 58 输出的信号判断无级变速器 T 的变速比是否变化到目的变速比，该判定为 YES 时即进入到所述步骤 S10。在该步骤 S10 中使所述表示单元 55 的多个灯 55a~55g 对应的 1 个点亮表示目前的变速状态，然后结束。

接着，对所述实施例的运转进行说明。车载发动机的输出轴驱动连结到无级变速器 T 的输入轴 6，由于该变速器 T 的输出轴 7 连结到后车轮（驱动车轮），发动机的旋转动力由变速器 T 变速后，传输到后车轮。并且，所述变速器 T 的驱动侧和从动侧凸轮机构 30、40 的转动杆 34、44 通过环 48 连结，该环 48 通过连结驱动机构驱动连结到控制电动机 54 的输出轴，因而通过控制电动机 54 的驱动，变速传动轮机构 10 的传动比被改变，变速器 T 的变速比被变更。

对该无级变速器 T 的运转进行详细说明，例如使其变速比下降到 Lo 状态（低速状态）时，在变速机构 10 的驱动侧凸轮机构 30 的转动凸轮 31 外周的转动杆 34 通过环 48 由控制电动机 54 驱动，置于 Lo 的位置。该转动凸轮 31 外周的转动杆 34，由于通过从动侧凸轮机构 40 的转动凸轮 41 外周的转动杆 44 和环 48 连结，伴随向转动杆 34 的 Lo 位置的转动，转动杆 44 也转动。并且，在向该转动杆 44 的 Lo 位置切换的状态，所述从动侧凸轮机构 40 的转动凸轮 41 在从动传动轮 16 的动滑轮 18 的毂部 18a 周围沿低速方向（一方向）转动，各凸轮座轴承 45 转动其转动凸轮 41 的各变速凸轮面 43 上，向低速侧移动。通过向该凸轮座轴承 45 的变速凸轮面 43 低速侧的移动，其各变速凸轮面 43 被凸轮座轴承 45 推压，转动凸轮 41 使输出轴 7 周围的套筒 13 向右侧（从动传动轮 16 侧）移动，通过轴承 42 一体移动的动滑轮 18 沿同方向移动至该凸轮 41，接近定滑轮 17。由此，从动传动轮 16 闭合其带卷绕径增大，通过该带卷绕径的增大 V 带 21 被拉到从动传动轮 16 侧。

与此同时，伴随向所述转动杆 44 的 Lo 位置的切换，驱动侧凸轮机构 30 的转动凸轮 31 使输入轴 6 转动至与所述从动侧凸轮机构 40 的凸轮 41 相同的低速方向（一方向）。通过该凸轮 31 的转动，凸轮座轴承 35 向各变速凸轮面 33 的低速侧移动，对于变速凸轮面 33 的凸轮座轴承 35 的推压消失。为此，通过向所述从动传动轮 16 侧移动的带 21 的张力，与其从动传动轮 16 的动滑轮 18 的动作同步，介于凸轮 31 及其轴承 32 连结的动滑轮 13 沿从定滑轮 12 离开的右方向移动输入轴 6 上，通过这两个滑轮 12、13 的隔离，驱动传动轮 11 打开，带卷绕径减少。这些结果，从动传动轮 16 的带卷绕径变得比驱动传动轮 11 大，输入轴 6 的旋

转减速传输到输出轴 7。这样，变速器 T 成 Lo 状态，发动机 1 的旋转减速传输到驱动车轮 2、2。

另外，通过张力机构 23 的返回圈弹簧 27 的顶住力，张力臂 24 被转动顶住，其前端的张力传动轮 26 推压带 21 的缓和侧跨距内面，通过该推压给带 21 张力。这时，该张力比在缓和侧跨距发生的最大张力要大，因而通过该带张力对于带 21 的传动轮 11、16 的斜契效果产生，发生带推压力，通过该推压力在两传动轮 11、16 间通过带 21 传递动力。

对此，使所述转动杆 34 置于与所述 Lo 位置和相反的 Hi 位置时，在向该 Hi 位置的切换状态，所述驱动侧凸轮机构 30 的转动凸轮 31 在驱动传动轮 11 的动滑轮 13 毂部 13a 周围沿高速方向（另方向）转动，凸轮座轴承 35 边转动该转动凸轮 31 的各变速凸轮面 33，边沿高速侧移动。通过向该凸轮座轴承 35 的变速凸轮面 33 的高速侧的移动，其各变速凸轮面 33 被凸轮座轴承 35 推压，转动凸轮 31 使输入轴 6 向左侧（驱动传动轮 11 侧）移动，一体移动的动滑轮 13 沿同方向移动至该凸轮 31，接近定滑轮 12。由此，驱动传动轮 11 闭合，其带卷绕径增大，通过该带卷绕径的增大 V 带 21 被引拉到驱动传动轮 11 侧。

另外同时，所述从动侧凸轮机构 40 的转动凸轮 41 在套筒 13 上转动至与所述驱动侧凸轮机构 30 的凸轮 31 相同的高速方向（另方向）。通过该凸轮 41 的转动，凸轮座轴承 45 向其各变速凸轮面 43 的高速侧移动，对于变速凸轮面 43 的凸轮座轴承 45 的推压消失。为此，通过沿所述驱动传动轮 11 侧移动的带 21 的张力，通过凸轮 41 及其轴承 42 联结的动滑轮 18 沿从定滑轮 17 离开的左方向移动套筒 13，通过这两个传动轮 17、18 的隔离从动传动轮 16 打开，带卷绕径减少。这些结果，驱动传动轮 11 的带卷绕径变得比从动传动轮 16 大，输入轴 6 的旋转增速，传递到输出轴 7。这个结果，变速器 T 成 Hi 状态，发动机 1 的旋转增速，传递到驱动车轮 2、2。

并且，在该实施例中，通过乘坐摩托车的驾驶者操作切换操作开关 59，由该切换操作开关 59 的方式切换开关 60，无级变速器 T 的变速方式被切换到半自动方式和全自动方式的 2 个方式，切换到全自动方式时，无级变速器 T 的变速比被控制到无档的变化。即，对应于由加速器开度



传感器 57 检测的加速器的开度的目标发动机旋转数可从图象中读取，变速比被控制为从点火信号算出的实际发动机旋转数成为目标发动机旋转数。

对此，变速方式被切换到半自动方式的时候，根据上移开关 61 和  
5 下移开关 62 的各操作，无级变速器 T 的变速比被选择为预先设定的 6 个变速比中的 1 个，在上移开关 61 的操作状态，从控制器 56 向控制电动机 54 输出控制信号使 6 个变速比中比现在的变速比大 1 档的变速比被选择，从而变速档上移 1 档。另一方面，在下移开关 62 的操作状态，从控制器 56 向控制电动机 54 输出控制信号使 6 个变速比中比现在的变  
10 速比小 1 档的变速比被选择，从而变速档下移 1 档。

从而，通过这样的变速方式切换至半自动方式和全自动方式的 2 个方式，能够多控制无级变速器 T 至其变速比自动的向无档切换，同时与此不同，能够将无级变速器 T 象有档变速器那样使用，通过这种有档变速控制，能够使摩托车的体育驾驶等的使用更方便，满足驾驶者的嗜好。

15 另外，由所述控制器 56 控制的全自动方式和半自动方式的变速位置用驾驶把 H 中央的表示单元 55 表示。为此，驾驶者能够容易地识别变速方式的切换状态和在半自动方式的变速位置，能够提高使用方便性。

进而，在该实施例中，所述切换操作开关 59 设在摩托车的驾驶把  
20 H 具有加速器压板 63 的右端和相反侧的左端，因为由操作加速器的右手和相反侧的左手操作，其切换操作开关的操作用右手进行时，加速器压板 63 的加速器操作及制动器杆 64 的制动操作不用右手也能完成，能够避免对切换操作开关 59 的错误操作，确实进行。

另外，在该实施例中，所述变速传动轮机构 10 的各传动轮 11、16  
25 的固定及可动滑轮 12、17、13、18 配置成相对于轴方向在相互相反侧的位置上，对于从背面分别相对各动滑轮 13、18 的定滑轮 12、17 设有使之接触离开的凸轮机构 30、40，这两个凸轮机构 30、40 通过连动机构 49 联系，因此如图 8 所示，来源于至两传动轮 11、16 的带 21 的推压力互相抵消，剩下的成为变速操作力。这样的变速操作力也可以是超  
30 过在两传动轮 11、16 上发生的带推压力的差的操作力，所以轻负荷时

自不用说即使重负荷的时候也能使变速操作力大幅减小，因此，能够使控制电动机 54 为输出小的小型电动机。

然而此时，使在一个的传动轮 11（或 16）发生的带推压力作为在另一个的传动轮 16（或 11）的带推压力，用凸轮机构 30、40 进行传递，  
5 因而能够有效地将各传动轮 11、16 的带推压力转换为使凸轮机构 30、40 的转动凸轮 31、41 和凸轮座轴承 35、45 相对旋转的力矩，另外，能够使其间的动力传输路径变短，滑动阻抗变得非常小，变速操作力进一步减轻。

另外，在各传动轮 11、16 的动滑轮 13、18 的毂部 13a、18a 上，各  
10 凸轮机构 30、40 的转动凸轮 31、41 通过轴承 32、42 支撑，这两个转动凸轮 31、41 外周的转动杆 34、44 之间由一个环 48 连结，因此在所述变速传动轮机构 10 变速切换时，力从箱 1 的左侧壁及右侧壁分别支撑的凸轮座轴承 35、45 沿与该凸轮面 33、34 成直角的方向作用于转动传动轮 31、41 的变速凸轮面 33、43，该力与输入输出轴 6、7 正交方向  
15 的直角分力成直角作用于连结输入输出轴 6、7 的轴心和向环 48 的连结点的线时，转动凸轮 31、41 通过与环 48 的连结限于不能移动，因此由所述直角分力对连结输入输出轴 6、7 的轴心和向环 48 的连结点的线，尽管传动比变化可是在直角产生与所述直角分力相反方向并且使转动凸轮 31、41 以向环 48 的连结点为中心转动的凸轮旋转反力。该凸轮旋转  
20 反力，对于转动凸轮 31、41 支撑的动滑轮 13、18 的毂部 13a、18a，在通过传动轮 11、16 的带 21 柔性传动范围的中央位置（向环 48 的连结点和 90° 位置错开的位置）和毂部 13a、18a 的中心的平面上，从相对毂部 13a、18a 直径方向的两侧中的一个，使毂部 13a、18a 向输入输出轴 11、12 的中心推压进行作用。即发生这样的作用对该毂部 13a、18a  
25 的凸轮旋转反力在毂部 13a、18a 和输出输入轴 6、7 的滑动部分的间隙，动滑轮 13、18 从带 21 受到推压力时，使动滑轮 13、18 相对于输出输入轴 6、7 沿使之倾斜的方向，作为与作用力矩反方向且使 13a、18a 和输入输出轴 11、12 平行的力矩产生。通过该力矩，原力矩相抵消变小，对于动滑轮 13、18 的毂部 13a、18a 内周的输入输出轴 6、7 外周的表面  
30 压力分布沿轴心方向分散，毂部 13a、18a 的滑动阻力变小。仅这个滑动

阻力变小部分给与带发生推压力的转动凸轮 31、41 的固定点的荷重（即取出推压力）变大，换言之，带产生推压力无大的阻力作为取出推压力而被传递至转动凸轮 31、41。并且，改变传动比的时候，带发生推压力和取出推压力的差是于变速操作必要的荷重（操作力），因而仅取出推  
5 压力是大的部分，相反操作力小即完成。其结果，通过所述变速传动轮机构 10 的两传动轮 11、16 间的带 21 的推压力平衡，能够使变速操作力进一步降低。

通过以上所述，有关变速器 T 对即使比其他的车辆要求更高的变速切换应答性的摩托车也能够很好地适用。

10 另外，所述实施例是适用于摩托车的情况，但本发明也能适用于摩托车以外的其他车辆。

## 说明书附图

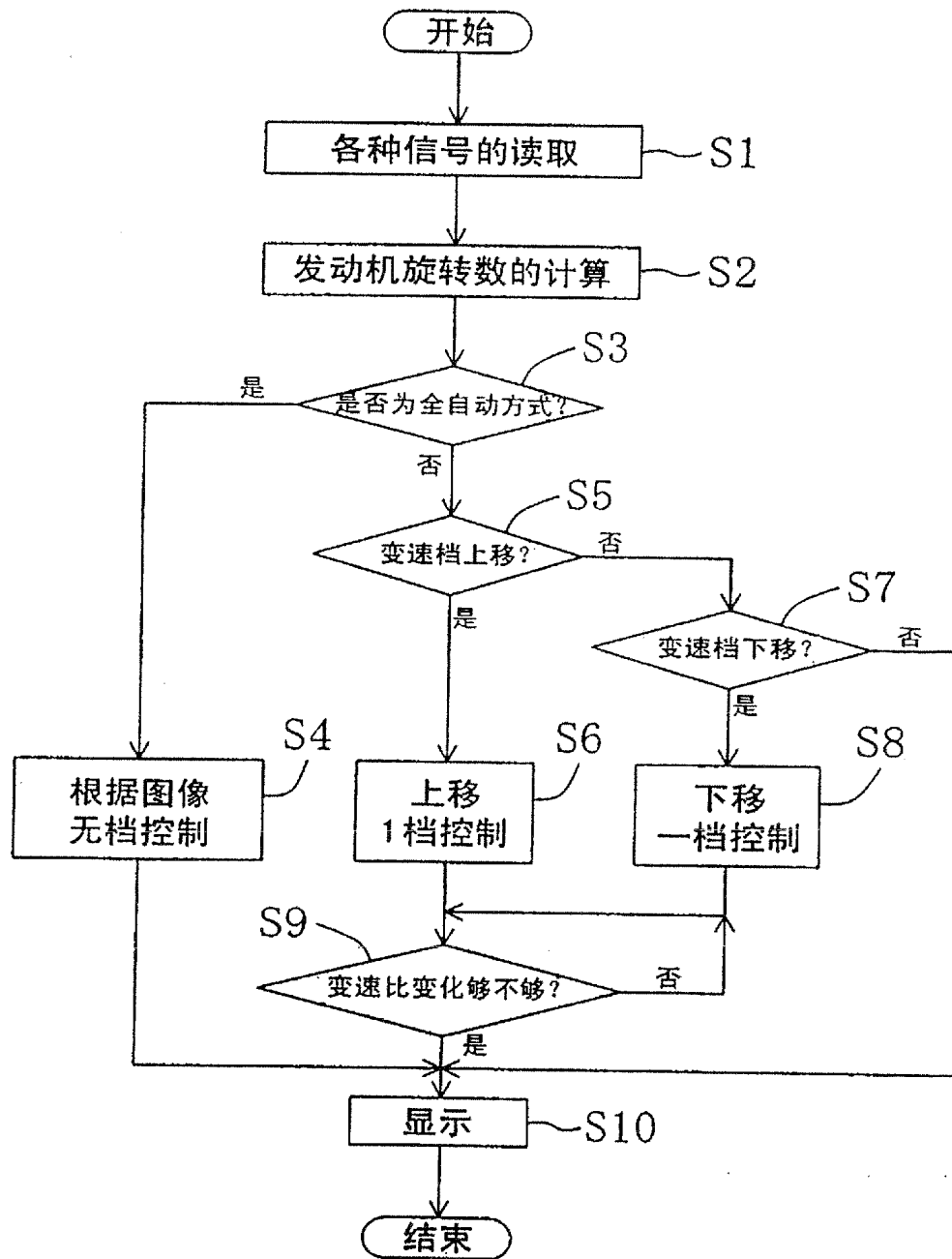


图 1

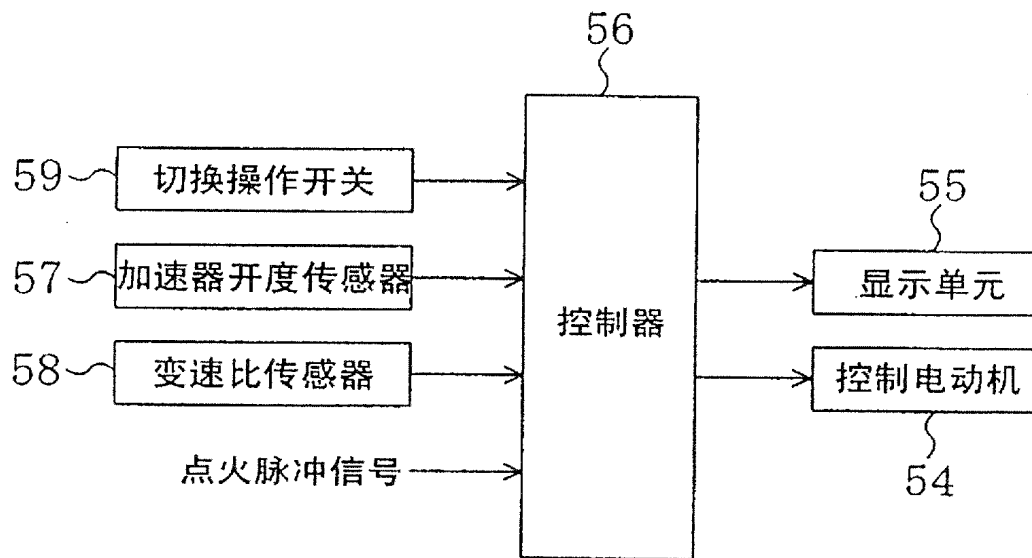


图 2

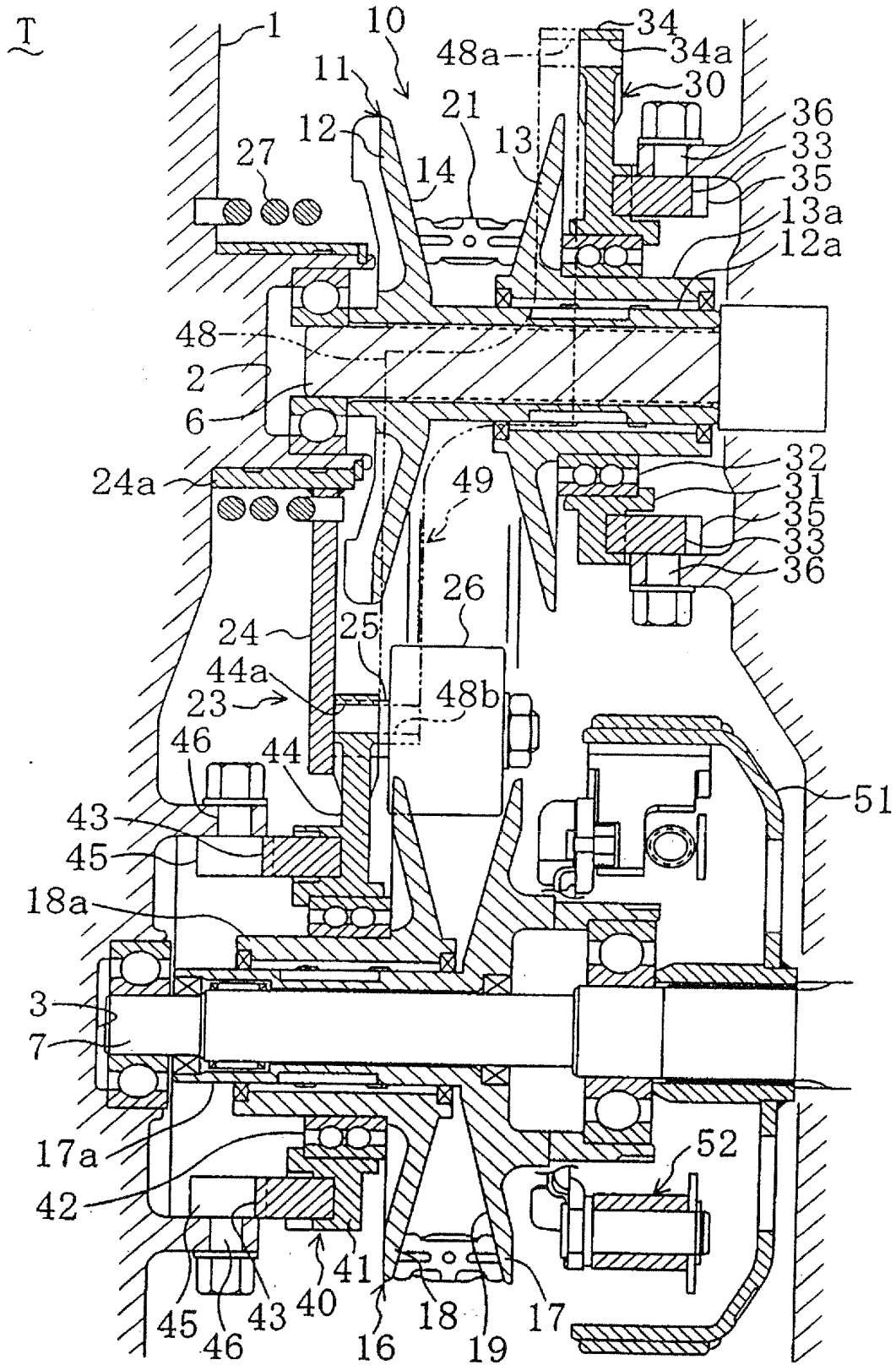


图 3

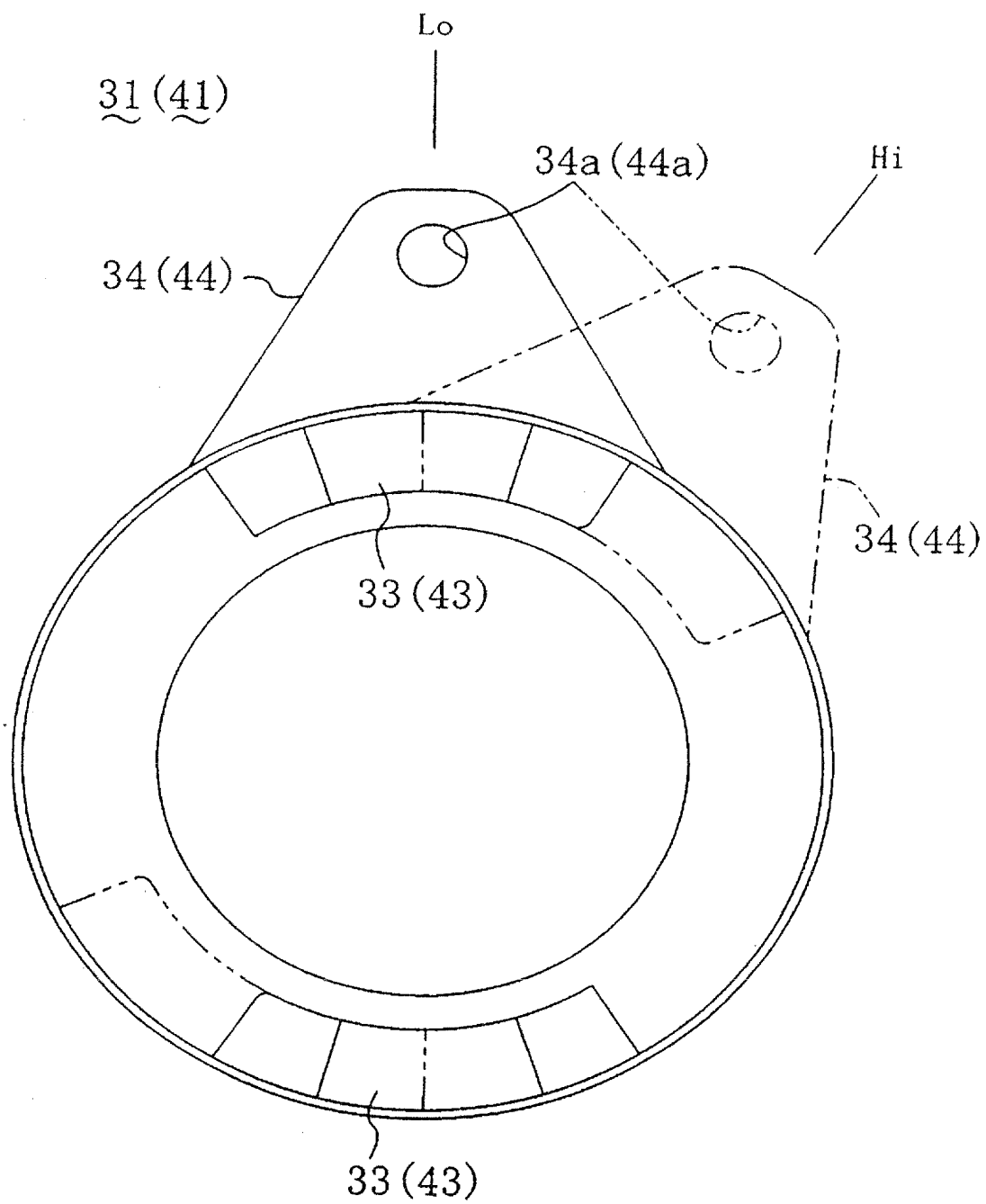


图 4

H)

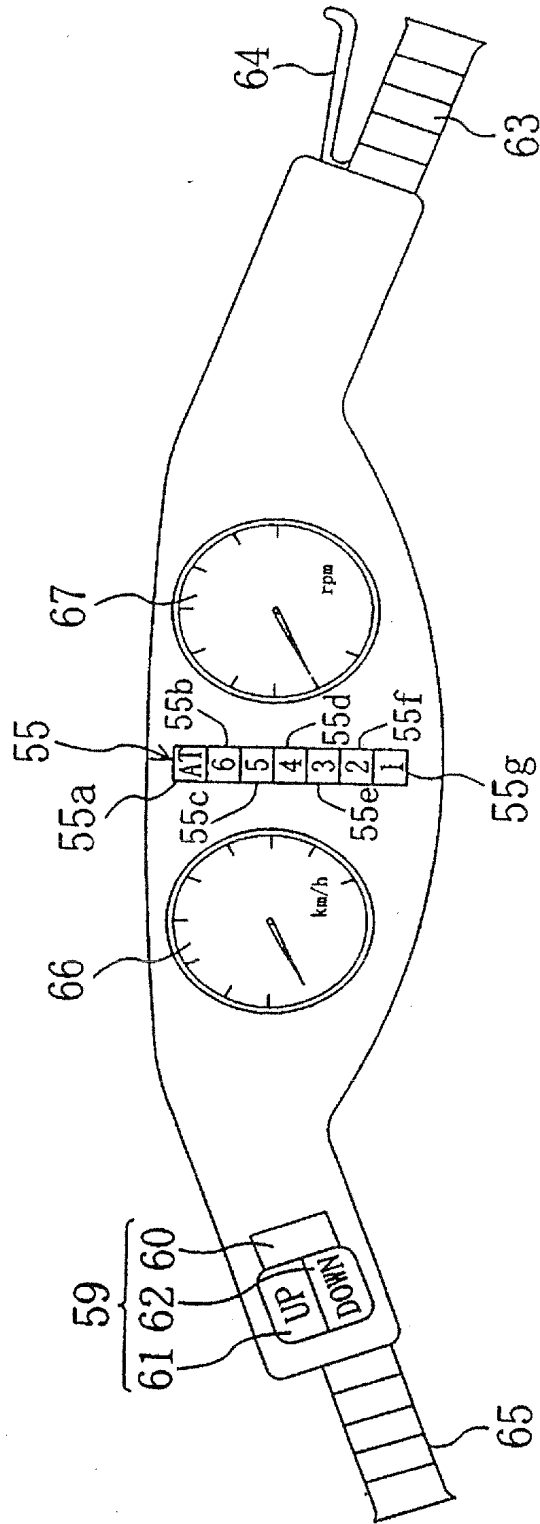


图 5



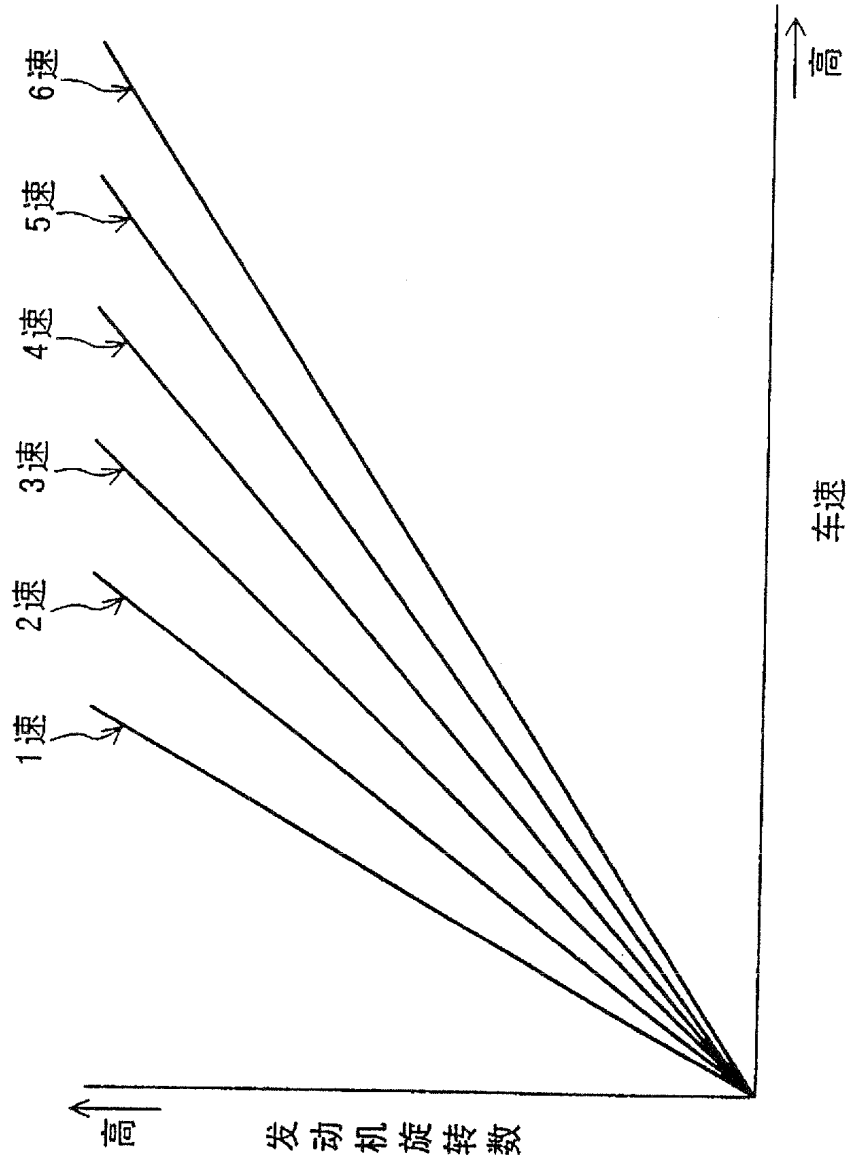


图 6

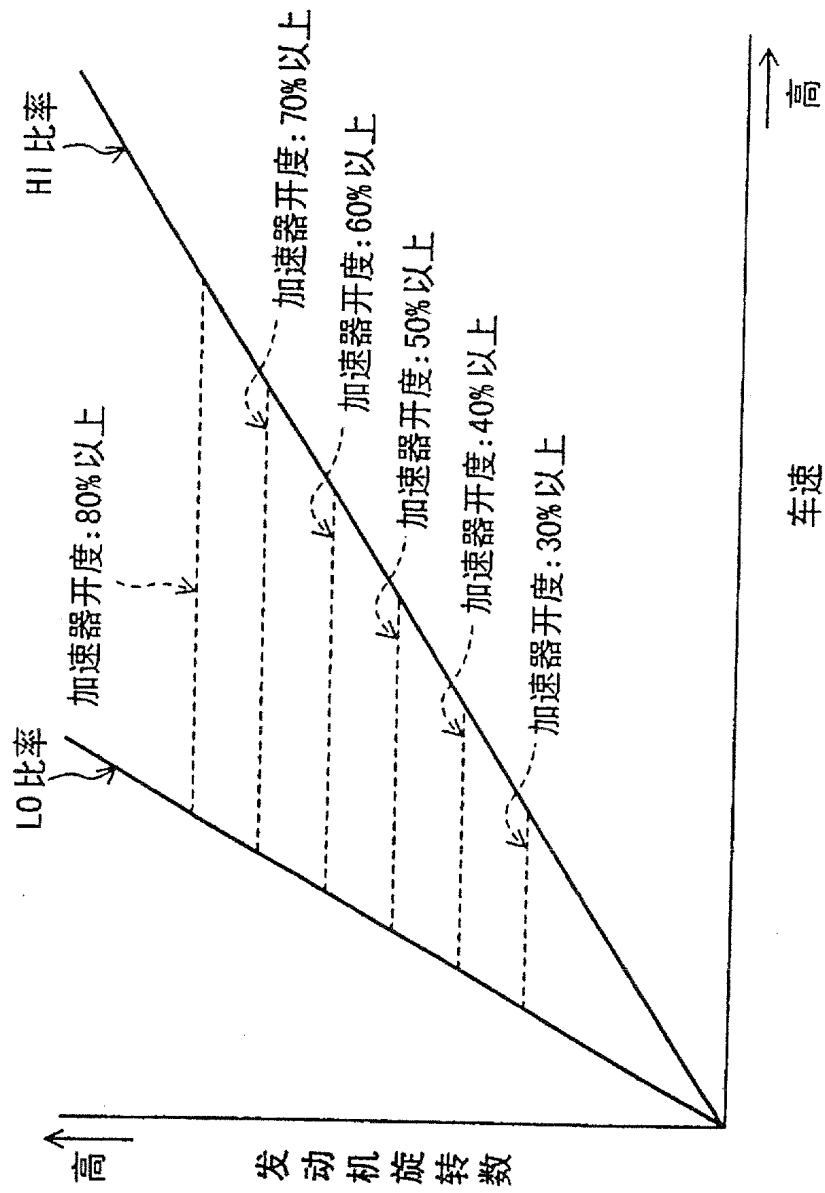


图 7

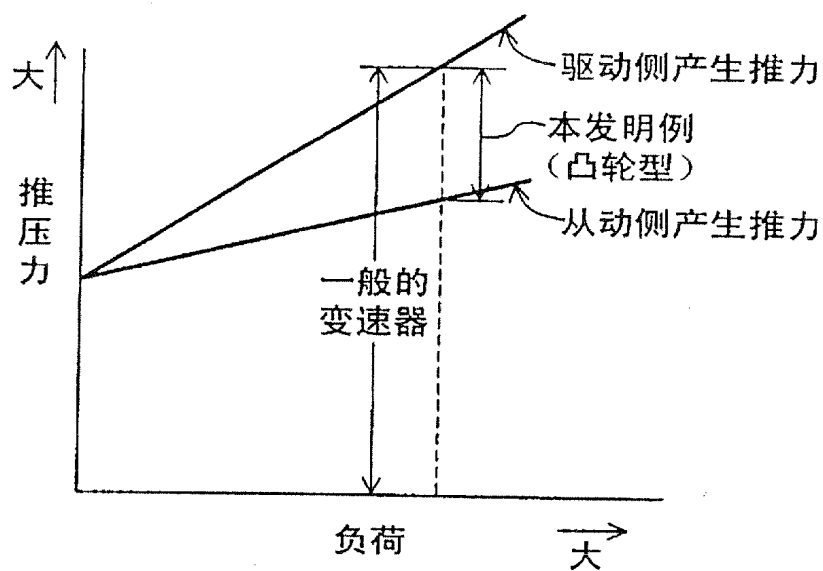


图 8

